

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**



# EUROPEAN PATENT OFFICE

## Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 2002130770  
PUBLICATION DATE : 09-05-02

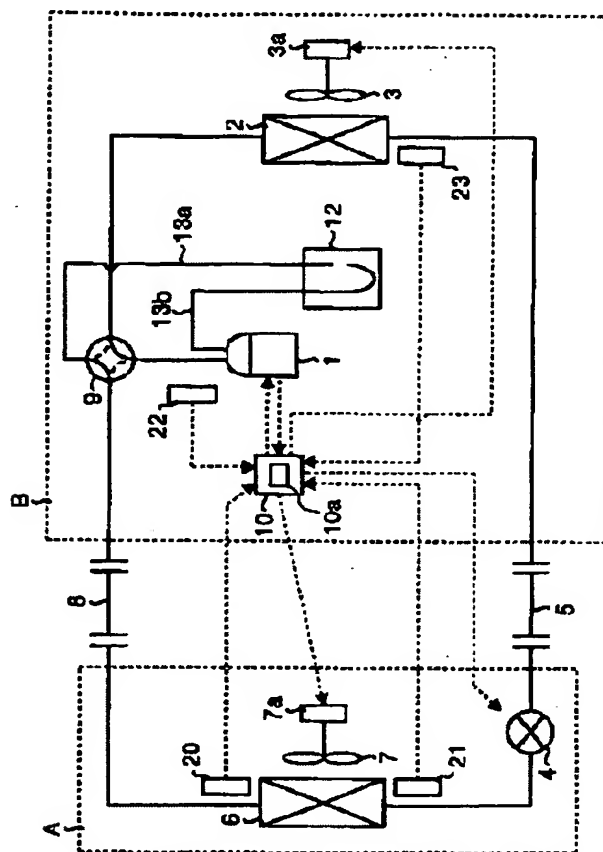
APPLICATION DATE : 30-10-00  
APPLICATION NUMBER : 2000330990

APPLICANT : MITSUBISHI ELECTRIC CORP;

INVENTOR : SUMIDA YOSHIHIRO;

INT.CL. : F24F 11/02 F25B 1/00

TITLE : REFRIGERATING CYCLE DEVICE AND ITS CONTROL METHOD



**ABSTRACT :** **PROBLEM TO BE SOLVED:** To save energy with a refrigerating cycle device which uses a refrigerant, that is operated under a supercritical pressure on the high-pressure side by making the device always maintain high performance indicator.

**SOLUTION:** The refrigerating cycle device is provided with a memory 10a for storing the relation between the outlet piping temperature of a high-pressure side heat exchanger (an outdoor heat exchanger 2 when cooling and an indoor heat exchanger 6 when heating); and the high pressure range in which the performance indicator of a refrigerating cycle becomes maximum or is close to it; piping temperature detectors 20-23, which detect the outlet piping temperature of the high-pressure side heat exchanger or the piping temperature from a compressor 1 to the high-pressure side heat exchanger; a controller 10 which controls the refrigerating cycle device within the high pressure range, by controlling at least one of the valve travel of an electronic expansion valve 4, the number of revolutions of the compressor 1; and the number of revolutions of an indoor fan 7 or outdoor fan 3, based on the piping temperature detected by means of the detectors 20-23 and the optimum relation in the memory 10a.

COPYRIGHT: (C)2002,JPO

THIS PAGE BLANK (USPTO)



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、絞り手段、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置において、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持した保持手段と、

前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出手段と、

前記検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御する制御手段と、

を備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項2】 前記絞り手段は、冷媒を膨張させる膨張機構部で形成され、

前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも1つの駆動軸に連結したことを特徴とする請求項1に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項3】 前記圧縮機から前記高圧側熱交換器に至る配管の温度を検出する配管温度検出手段をさらに備え、前記制御手段は、前記配管温度検出手段が検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御することを特徴とする請求項1または2に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項4】 少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、膨張機構部、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも1つの駆動軸に連結したことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項5】 前記高圧側熱交換器の出口部を冷却する低温熱源をさらに備えたことを特徴とする請求項1～4のいずれか一つに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項6】 冷凍サイクルを行う第2冷凍サイクル手段をさらに備え、

前記低温熱源は、前記第2冷凍サイクル手段の蒸発器であることを特徴とする請求項5に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項7】 前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器を形成する伝熱管の管外径を5mm以下とすることを特徴とする請求項1～6のいずれか一つに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項8】 前記液配管および前記ガス配管を同一管径とすることを特徴とする請求項1～7のいずれか一つに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項9】 前記液配管および前記ガス配管の長さを150m以上としたことを特徴とする請求項1～8のいずれか一つに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項10】 少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、絞り手段、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置の制御方法において、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持する保持工程と、

前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出工程と、前記検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御する制御工程と、

を含むことを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。

【請求項11】 前記検出工程は、前記圧縮機から前記高圧側熱交換器に至る配管の温度を検出する配管温度検出工程をさらに含み、

前記制御工程は、前記配管温度検出工程によって検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御することを特徴とする請求項10に記載の冷凍サイクル装置の制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた空気調和機やヒートポンプなどの冷凍サイクル装置およびその制御方法に関し、

特に超臨界圧力で運転される冷媒の特徴を有効に利用し、高効率な運転を行って省エネルギー化を図ることができる冷凍サイクル装置およびその制御方法に関するものである。

#### 【0002】

【従来の技術】近年、地球環境保護や機器効率の向上の観点から、空気調和機の冷媒として高圧側が超臨界圧力で運転される二酸化炭素などの超臨界冷媒の適用検討が行われている。高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いる空気調和機としては、たとえば、特開平11-211251号公報に記載された超臨界蒸気圧縮サイクルの運転方法および運転装置がある。

【0003】この超臨界蒸気圧縮サイクルの運転方法では、超臨界冷凍サイクル装置の能力を制御する技術が記載され、圧縮機、高圧側熱交換器（放熱器）、絞り手段および蒸発器を備えた超臨界冷凍サイクル装置において、予め、放熱器に流入して冷媒と熱交換する流体の流入温度と、冷凍サイクルの成績係数が最大となる最適高圧圧力との特性を求めておき、冷凍サイクルの制御量としてのこの流体の流入温度（たとえば、室内温度）を測定し、この測定値が目標値に達せず、能力を必要とする場合には、上述した流体の流入温度と高圧圧力との特性をもとに、絞り手段の開度を調整し、成績係数が最大となるような高圧圧力で運転し、一方、能力を必要としない場合には、絞り手段の開度を調整して、高圧圧力を予め設定した最低高圧圧力まで低下させて能力を減少させ、この最低高圧圧力による運転が予め設定した一定時間継続した場合に、圧縮機を停止させ、手動による圧縮機のオン／オフ制御を行うようにしている。

【0004】ここで、高圧圧力が超臨界圧力となる冷媒としては、たとえば二酸化炭素が使用される。また、圧縮機が回転数可変型の場合、室温制御系と高圧制御系とは独立させて運転を行う。すなわち、能力の調整は、圧縮機回転数の調整によって行い、一方、絞り手段の開度を調整して、成績係数が最大となるような高圧圧力で運転するようにしている。

【0005】図15は、上述した従来の超臨界蒸気圧縮サイクルを用いた空気調和機の構成を示す図である。図15において、この空気調和機は、室内熱交換器6、室内ファン7を含む室内ユニットAと、室外熱交換器2、室外ファン3、圧縮機1およびアキュムレータ12を含む室外ユニットBとを有し、室内ユニットAと室外ユニットBとは、接続配管（液配管）5および接続配管（ガス配管）8によって接続されている。

【0006】圧縮機1は、吸入した冷媒ガスを圧縮して室外熱交換器2または室内熱交換器6に送り、アキュムレータ12は、圧縮機1の吸入側に接続され室外熱交換器2または室内熱交換器6から戻る液冷媒を貯留する。冷房運転時には、四方切替弁9によって圧縮機1と室外熱交換器2とが連通し、室内熱交換器6および室外熱交

換器2は、それぞれ蒸発器および放熱器として機能する。暖房運転時には、四方切替弁9によって圧縮機1と室内熱交換器6とが連通し、室内熱交換器6および室外熱交換器2は、それぞれ放熱器および蒸発器として機能する。

【0007】室内熱交換器6および室外熱交換器2は、室内空気および室外空気の温度をそれぞれ検出する室内温度検出器15および室外温度検出器14をそれぞれ備えている。室外ユニットB内において、吐出圧力検出器11は、圧縮機1と四方切替弁9との間の配管に設けられ、圧縮機1によって吐出される冷媒の圧力（高圧圧力）を検出する。コントローラ110は、室内温度検出器15、室外温度検出器14、および吐出圧力検出器11によってそれぞれ検出された検出値を入力し、これらの検出値をもとに、電子式膨張弁4の開度を制御する。

【0008】また、コントローラ110には、予め、高圧側の熱交換器（冷房時は室内熱交換器6、暖房時は室外熱交換器2）に流入する空気の温度すなわち放熱器流入空気温度と、成績係数COP（Coefficient of Performance）が最大となる高圧圧力との特性が記憶されている。コントローラ110は、制御量としての室温と目標室温との偏差を求め、成績係数COPが最大となる高圧圧力を決定する。高圧圧力は、吐出圧力検出器11で検出された高圧圧力と目標とする高圧圧力との偏差に応じて、コントローラ110が電子式膨張弁4の開度を調整することによって制御される。室温は、冷房運転が指示されている場合、放熱器流入空気温度を室外温度とみなされ、暖房運転が指示されている場合、放熱器流入空気温度を室内温度とみなされ、コントローラ110が室温目標値と室内温度とを比較することによって、冷凍サイクルの能力が必要とされているか否かが判断される。

【0009】このようにして、従来の超臨界冷凍サイクルの温調制御系では、高圧側の熱交換器に流入する流入流体の温度毎に、成績係数COPが最大となる高圧圧力が存在する特性を利用し、能力を必要とする場合は、成績係数COPを優先して、成績係数COPが最大となる高圧圧力で運転させる。一方、能力を必要としない場合は、成績係数COPを無視し、高圧圧力を低下させることによって能力を低下させる。ただし、長期間の低成績係数での運転を避けるため、最低高圧圧力を設定し、この最低高圧圧力での運転が一定時間継続した場合、圧縮機1を停止し、手動によるオン／オフ制御によって温調制御を行う。これによって、冷凍サイクルを効率よく運転できる。

#### 【0010】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上述した従来の空気調和機では、室内ユニットAが複数台設けられる場合、室内ユニットAの台数変化や外気温度変化に伴って負荷変動が生じ、この負荷変動が生じた場合、室外ファン3あるいは室内ファン7の風量に変化するこ

とから、たとえば空気のような流体の流入温度と成績係数が最大となる最適高圧圧力との特性（関係）も変化することになる。この場合、上述した従来の空気調和機では、この流体の流量変化に対応した適切な制御を行うことができず、効率的な運転を行うことができないという問題点があった。

【0011】また、上述した従来の空気調和機では、高圧圧力を検知する手段として、圧力を直接測定する圧力検知器を用いているが、この圧力検知器を用いることによって冷媒回路の構造を複雑かつ大型化し、冷媒回路自体にかかるコストが高くなるという問題点があった。

【0012】さらに、上述した空気調和機では、放熱器出口温度をできる限り低温にすることによって冷凍効果が増大し、高い成績係数COPを得ることができるが、放熱器出口部と蒸発器出口部とを熱交換させる従来の技術ではその効果に限界が存在し、放熱器出口温度を十分に低下させることができず、一層、高い成績係数COPを得ることができないという問題点があった。なお、超臨界冷凍サイクルを用いた冷凍サイクル装置では、常に成績係数COPの高い装置の出現が要望されている。

【0013】この発明は上記に鑑みてなされたもので、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置であって、常に高い成績係数を維持させて省エネルギー化を図ることができる冷凍サイクル装置およびその制御方法を得ることを目的とする。

【0014】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、この発明にかかる冷凍サイクル装置は、少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、絞り手段、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置において、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係保持した保持手段と、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出手段と、前記検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御する制御手段とを備えたことを特徴とする。

【0015】この発明によれば、保持手段が、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係保持し、制御手段が、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なく

とも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにし、被加熱媒体あるいは被冷却媒体の流量が変化した場合であっても高圧圧力範囲で運転できるようにしている。

【0016】つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記絞り手段は、冷媒を膨張させる膨張機構部で形成され、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも1つの駆動軸に連結したことを特徴とする。

【0017】この発明によれば、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも1つの駆動軸に連結し、膨張機構部に連結する圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の駆動力の一部として、膨張機構部の回転力を利用するようにしている。

【0018】つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記圧縮機から前記高圧側交換器に至る配管の温度を検出する配管温度検出手段をさらに備え、前記制御手段は、前記配管温度検出手段が検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御することを特徴とする。

【0019】この発明によれば、制御手段が、前記配管温度検出手段が検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにしている。

【0020】つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、膨張機構部、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも1つの駆動軸に連結したことを特徴とする。

【0021】この発明によれば、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも1つの駆動軸に連結し、膨張機構部に連結する圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の駆動力の一部として、膨張機構部の回転力を利用するようにしている。



【0022】つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記高圧側熱交換器の出口部を冷却する低温熱源をさらに備えたことを特徴とする。

【0023】この発明によれば、高圧側熱交換器の出口部を冷媒回路と異なる低温熱源によって冷却し、放熱器出口温度を大幅に低下させようとしている。

【0024】つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、冷凍サイクルを行う第2冷凍サイクル手段をさらに備え、前記低温熱源は、前記第2冷凍サイクル手段の蒸発器であることを特徴とする。

【0025】この発明によれば、高圧側熱交換器の出口部を、冷媒回路の冷凍サイクルとは異なる第2冷凍サイクル手段の蒸発器を用いて冷却し、放熱器出口温度を大幅に低下させるようになっている。

【0026】つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器を形成する伝熱管の管外径を5mm以下とすることを特徴とする。

【0027】この発明によれば、高圧側熱交換器および低圧側熱交換器を形成する伝熱管の管外径を5mm以下とし、超臨界圧力冷媒としてのCO<sub>2</sub>冷媒の特性を利用して、冷媒質量速度を増加させ、十分な冷房および暖房能力を得るようにしている。

【0028】つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記液配管および前記ガス配管を同一管径とすることを特徴とする。

【0029】この発明によれば、超臨界圧力冷媒としてのCO<sub>2</sub>冷媒の特性を利用して、液配管およびガス配管を同一管径とし、液配管とガス配管との区別をなくすようにしている。

【0030】つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記液配管および前記ガス配管の長さを150m以上としたことを特徴とする。

【0031】この発明によれば、ガス配管における圧力損失が小さいという、超臨界圧力冷媒としてのCO<sub>2</sub>冷媒の特性を利用して、液配管およびガス配管の長さを150m以上としている。

【0032】つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置の制御方法は、少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、絞り手段、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置の制御方法において、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持する保持工程と、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出工程と、前記検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前

記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御する制御工程とを含むことを特徴とする。

【0033】この発明によれば、保持工程によって、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持し、検出工程によって、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出し、制御工程によって、前記検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようになっている。

【0034】つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置の制御方法は、上記の発明において、前記検出工程は、前記圧縮機から前記高圧側熱交換器に至る配管の温度を検出する配管温度検出工程をさらに含み、前記制御工程は、前記配管温度検出工程によって検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御することを特徴とする。

【0035】この発明によれば、前記検出工程の配管温度検出工程によって、前記圧縮機から前記高圧側熱交換器に至る配管の温度をさらに検出し、前記制御工程によって、前記配管温度検出工程によって検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようになっている。

【0036】

【発明の実施の形態】以下に添付図面を参照して、この発明にかかる冷凍サイクル装置およびその制御方法の好適な実施の形態を詳細に説明する。

【0037】実施の形態1. 図1は、この発明の実施の形態1である冷凍サイクル装置の構成を示す図である。図1において、この冷凍サイクル装置は、空気調和機であり、冷媒として、高圧側が臨界圧力以上となる二酸化炭素のような超臨界冷媒を用いている。この空気調和機は、図15に示した空気調和機と同様に、室内熱交換器6、室内ファン7を含む室内ユニットAと、室外熱交換器2、室外ファン3、圧縮機1およびアキュムレータ12を含む室外ユニットBとを有し、室内ユニットAと室外ユニットBとは、接続配管（液配管）5および接続配管（ガス配管）8によって接続されている。なお、図1に示した空気調和機では、室内ユニットAが1台だけ接

続された場合を示しているが、1台の室外ユニットBに対して、室内ユニットAが複数台設置される構成としても良い。なお、図15に示した空気調和機と同一構成部分には、同一符号を付している。

【0038】室内ファン7は、室内の空気を室内熱交換器6に導入させ、室外ファン3は、室外の空気を室外熱交換器2に導入させる。圧縮機1は、四方切替弁9を介して、室内熱交換器6および室外熱交換器2に接続され、室内熱交換器6および室外熱交換器2を接続する他方の液配管5には、絞り手段としての電子式膨張弁4が設けられる。

【0039】圧縮機1は、吸入ガスを圧縮して室外熱交換器2または室内熱交換器6に送る。アキュムレータ12は、圧縮機1の吸入側に接続され、室外熱交換器2または室内熱交換器6から戻る液冷媒を貯留する。このアキュムレータ12の上部には、吸入配管13bの一端が接続され、他端が圧縮機1に接続され、アキュムレータ12内で気液分離した冷媒ガスが吸入配管13bを通過して圧縮機1に供給される。さらに、アキュムレータ12の上部には、室外熱交換器2（暖房運転時）または室内熱交換器6（冷房運転時）からの冷媒を、四方切替弁9を介してアキュムレータ12に流入させる流入管13aが接続される。また、圧縮機1の吐出側配管には、冷媒の吐出温度を検出する配管温度検出器22が設けられ、室内熱交換器6の出入口には、配管温度検出器20、21が設けられ、室外熱交換器2の冷房時の出口（暖房時の入口）には、配管温度検出器23が設けられる。

【0040】ここで、この冷凍サイクル装置の動作について説明すると、まず、冷房運転時において、四方切替弁9は、図1の実線で示すように接続され、圧縮機1と室外熱交換器2とが連通し、室内熱交換器6および室外熱交換器2は、それぞれ蒸発器および放熱器として機能する。すなわち、圧縮機1から吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室外熱交換器2に導入され、ここで、冷媒ガスと室外空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは電子式膨張弁4で減圧されて低温・低圧の二相冷媒となり、液配管5を通過して室内熱交換器6に導入され、室内空気と熱交換が行われた後、再び圧縮機1に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機1→四方切替弁9→室外熱交換器2→電子式膨張弁4→液配管5→室内熱交換器6→ガス配管8→四方切替弁9→アキュムレータ12→圧縮機1の順で冷媒回路内を流動し、冷房運転が行われる。この時、コントローラ10は、冷房能力の制御を、配管温度検出器21で検出された蒸発器入口温度ETが目標蒸発温度ET\*となるように、圧縮機1の回転数を制御することによって行う。

【0041】一方、暖房運転時において、四方切替弁9は、図1の点線で示すように接続され、圧縮機1と室内熱交換器6とが連通し、室内熱交換器6および室外熱交換器2はそれぞれ放熱器および蒸発器として機能する。

すなわち、圧縮機1より吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室内熱交換器6に導入され、ここで、冷媒ガスと室内空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは液配管5を通過した後、電子式膨張弁4で減圧され、室外熱交換器2に導入されて室外空気と熱交換が行われ、再び圧縮機1に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機1→四方切替弁9→室内熱交換器6→液配管5→電子式膨張弁4→室外熱交換器2→ガス配管3→四方切替弁9→アキュムレータ12→圧縮機1の順で冷媒回路内を流動し、暖房運転が行われる。この時、コントローラ10は、暖房能力の制御を、配管温度検出器22で検出された吐出温度Tdを用いて、高圧圧力HPを算出し、このHPが目標高圧圧力HP1\*となるように圧縮機1の回転数を制御することによって行う。

【0042】さらに、コントローラ10は、室外ファン3および室内ファン7の各モータ3a、7aの回転数をそれぞれ制御するとともに、配管温度検出器20～23で検出された各検出値から、電子式膨張弁4の開度や圧縮機1の回転数を制御する。ここで、コントローラ10には、メモリ10aが備えられ、予め、高圧側熱交換器（冷房時は室外熱交換器2、暖房時は室内熱交換器6）の出口温度すなわち放熱器出口温度と、成績係数COPが最大付近となる最適高圧圧力HP\*との特性が記憶されている。

【0043】ここで、放熱器出口温度に対して成績係数COPが最大付近となる最適高圧圧力が存在する理由について、図2および図3を参照して説明する。図2は、超臨界冷凍サイクルの圧力-エンタルピー線図である。図2に示した等温線(35℃、45℃、55℃)のうち、たとえば、35℃の等温線が、放熱器出口状態を示している。高圧圧力を、圧力PAと圧力PBとの間の圧力M<sub>0</sub>に設定して、超臨界冷凍サイクルを運転していた場合、たとえば冷房時の成績係数COPは、 $(h_{e0} - h_{eM}) / (h_{cM} - h_{e0})$ となる。

【0044】ここで、高圧圧力を圧力M<sub>0</sub>から圧力PAに上昇させると、蒸発器内のエンタルピー差は $(h_{eM} - h_{eA})$ 増加するのに対して、圧縮機入力が $(h_{cA} - h_{cM})$ 増加する。ここで、エンタルピー差の増加量 $(h_{eM} - h_{eA})$ は、入力の増加量 $(h_{cA} - h_{cM})$ に比して小さく、結果として成績係数COPは低下する。逆に、高圧圧力を圧力M<sub>0</sub>から圧力PBに低下させると、エンタルピー差が $(h_{eB} - h_{eM})$ 減少するのに対して、入力が $(h_{cM} - h_{cB})$ 減少する。エンタルピー差の減少量 $(h_{eB} - h_{eM})$ は、入力の減少量 $(h_{cM} - h_{cB})$ に比して大きく、同様に成績係数COPは低下する。このように、成績係数COPの最大値を与える高圧圧力は、等温線の曲線形状によって一意的に決定され、放熱器出口温度が与えられた場合に、最適高圧圧力を示す点の軌跡は点線L1のようになる。

【0045】図3は、上述した関係を、放熱器出口温度

をパラメータとして、横軸に高圧圧力をとり、縦軸に成績係数COPをとった場合を示す図である。図3において、成績係数COPが最大値を示す高圧圧力(図3中では $M_0$ ,  $M_1$ ,  $M_2$ )と、放熱器出口温度との関係を整理すると、曲線L2で示される特性を得ることができる。したがって、この曲線L2の最適関係をもとに、放熱器出口温度毎に、成績係数COPが最大付近となる高圧圧力範囲を定め、冷凍サイクルの運転を制御することによって、高効率運転が可能となるのである。

【0046】つぎに、図4に示すフローチャートを参照して、冷房運転時におけるコントローラ10の制御処理手順について説明する。この冷房運転の制御処理では、冷房能力の確保に必要な蒸発温度を圧縮機1の回転数によって制御し、蒸発器出口状態を電子式膨張弁4の開度によって制御し、高圧圧力を室外ファン3の回転数によって制御するものである。ここで、予め、コントローラ10のメモリ10aには、上述したように、放熱器出口温度CT0と冷凍サイクルの成績係数COPが最大付近となる目標高圧圧力HP\*との特性式が設定されている。

【0047】図4において、まず、コントローラ10は、配管温度検出器20~23から検出値ET0, ET, Td, CT0を取得する(ステップS1)。その後、コントローラ10は、蒸発温度ETと目標蒸発温度ET\*との偏差 $\Delta ET$ を算出し(ステップS2)、さらに、蒸発器出口過熱度SHと目標過熱度SH\*との偏差 $\Delta SH$ を算出する(ステップS3)。さらに、コントローラ10は、メモリ10aから放熱器出口温度CT0に対応した目標高圧圧力HP\*を算出する(ステップS4)。その後、コントローラ10は、配管温度検出器22からの検出値を用いて演算した高圧圧力HPと目標高圧圧力HP\*との偏差 $\Delta HP$ を求める(ステップS5)。

【0048】ここで、蒸発温度ETは、配管温度検出器21からの検出値であり、目標蒸発温度ET\*は、たとえば運転台数や外気温度の関数として定められる。また、蒸発器出口過熱度SHは、蒸発器出口温度ET0と蒸発温度ETとの差(すなわち、 $SH = ET0 - ET$ )であり、目標過熱度SH\*は、必要な冷房能力が確保できるように、たとえば1~10℃の値が設定される。

【0049】ここで、配管温度検出器22の検出値を用いた高圧圧力HPの求め方について図5を参照して説明する。一般に、圧縮機1の吐出温度Tdは、高圧圧力HP、低圧圧力LP、飽和蒸気エンタルピー $h_{e0}$ および図示しない圧縮機回転数のデータと、予め実験などによって求められた圧縮機1の性能曲線から断熱効率(図5における直線L3の傾きに相当)を算出して推定することができる。

【0050】したがって、逆に、圧縮機1の吐出温度Td、蒸発温度ET、圧縮機回転数の情報を得ることがで

ければ、冷媒の物性式を用いて蒸発温度ETから低圧圧力LPと飽和蒸気エンタルピー $h_{e0}$ をそれぞれ算出することができ、さらに圧縮機1の性能曲線を用いて高圧圧力HPを推定することができる。そして、これらの関係式は、予め、コントローラ10内のメモリ10aに記憶させておく。実際には、電子式膨張弁4の開度によって、圧縮機1の吸入エンタルピーが飽和蒸気エンタルピーと異なる場合が生じ(図5における $h_{e0}'$ )、断熱効率が飽和蒸気を吸入した場合と異なる場合が生じるため(図5における直線L4の傾きに相当)、電子式膨張弁4の開度によって高圧圧力HPの推定値を補正するように構成しても良い。

【0051】その後、コントローラ10は、蒸発温度ETの制御偏差 $\Delta ET$ の絶対値 $|\Delta ET|$ が所定値 $\epsilon 1$ 未満であるか否かを判断し(ステップS6)、所定値 $\epsilon 1$ 未満でない場合(ステップS6, No)、冷房能力が不足または過剰であると判断し、圧縮機1の回転数を変更し(ステップS7)、ステップS8に移行する。一方、所定値 $\epsilon 1$ 未満である場合(ステップS6, Yes)には、そのままステップS8に移行する。

【0052】ここで、所定値 $\epsilon 1$ は、制御を実施する最低偏差を示しており、たとえば0.5℃である。圧縮機回転数の変更方法は、たとえば $\Delta ET > +\epsilon 1$ の場合には、蒸発温度ETが目標蒸発温度ET\*に比して高いため、冷房能力が不足していると判断し、圧縮機1の回転数を増加させる。一方、 $\Delta ET < -\epsilon 1$ の場合には、蒸発温度ETが目標蒸発温度ET\*に比して低い場合、冷房能力が過剰であると判断し、圧縮機1の回転数を減少させる。圧縮機回転数の増加や減少割合は、制御偏差 $\Delta ET$ の絶対値 $|\Delta ET|$ に応じて、たとえば周波数の変更幅 $\Delta Hz$ が、

$$\Delta Hz = \alpha |\Delta ET| \quad (\alpha \text{は定数})$$

となる関係を満足するように変更すればよい。

【0053】その後、コントローラ10は、蒸発器出口過熱度SHの制御偏差 $\Delta SH$ の絶対値 $|\Delta SH|$ が所定値 $\epsilon 2$ 未満であるか否かを判断する(ステップS8)。絶対値 $|\Delta SH|$ が所定値 $\epsilon 2$ 未満でない場合(ステップS8, No)には、電子式膨張弁4の開度が過小または過大であると判断し、電子式膨張弁4の開度を変更し(ステップS9)、ステップS10に移行する。一方、絶対値 $|\Delta SH|$ が所定値 $\epsilon 2$ 未満である場合(ステップS8, Yes)には、そのままステップS10に移行する。

【0054】ここで、所定値 $\epsilon 2$ は、制御を実施する最低偏差を示しており、たとえば0.5℃である。電子式膨張弁4の開度の変更方法は、たとえば $\Delta SH > +\epsilon 2$ の場合には、蒸発器出口過熱度SHが目標過熱度SH\*に比して大きい場合、電子式膨張弁4の開度が過小であると判断し、電子式膨張弁4の開度を増加させる。一方、 $\Delta SH < -\epsilon 2$ の場合には、蒸発器出口過熱度SH

が目標過熱度 $SH^*$ に比して低いため、電子式膨張弁4の開度が過大であると判断し、電子式膨張弁4の開度を減少させる。電子式膨張弁4の開度の増加や減少の割合は、圧縮機回転数の場合と同様に、制御偏差の絶対値 $|\Delta SH|$ に応じて変更するようにすればよい。

【0055】その後、コントローラ10は、高圧圧力 $HP$ の制御偏差 $\Delta HP$ の絶対値 $|\Delta HP|$ が所定値 $\epsilon 3$ 未満であるか否かを判断する(ステップS10)。絶対値 $|\Delta HP|$ が所定値 $\epsilon 3$ 未満でない場合(ステップS10, No)には、室外ファン3の回転数が過小または過大であると判断し、室外ファン3の回転数を変更し(ステップS11)、本処理を終了する。一方、絶対値 $|\Delta HP|$ が所定値 $\epsilon 3$ 未満である場合(ステップS10, Yes)には、そのまま本処理を終了する。

【0056】ここで、所定値 $\epsilon 3$ は、制御を実施する最低偏差を示しており、図6を用いて、この最低偏差について説明する。図6は、凝縮器出口温度 $45^{\circ}\text{C}$ 、蒸発温度 $7^{\circ}\text{C}$ 、蒸発器出口過熱度 $5^{\circ}\text{C}$ 、断熱効率0.7の条件における高圧圧力に対する理論COPの変化を示す図である。図6により、高圧圧力が「A」の範囲では、COPの変化は1%以内であり、高圧圧力を「A」の範囲、すなわち $1.1\text{MPa}$ から $1.6\text{MPa}$ までの範囲に制御することによって、実用上、最適COPと同等の性能を得ることができる。従って、所定値 $\epsilon 3$ としては、高圧圧力範囲「A」の $1/2$ 、すなわち $0.3\text{MPa}$ 程度とすればよいことがわかる。

【0057】室外ファン回転数の変更方法は、たとえば $\Delta HP > +\epsilon 3$ の場合には、高圧圧力 $HP$ が目標高圧圧力 $HP^*$ に比して高いため、室外ファン3の回転数が過小であると判断し、室外ファン3の回転数を増加させる。一方、 $\Delta HP < -\epsilon 3$ の場合には、高圧圧力 $HP$ が目標高圧圧力 $HP^*$ に比して低いため、室外ファン3の回転数が過大であると判断し、室外ファン3の回転数を減少させる。室外ファン回転数の増加や減少の割合は、圧縮機回転数の場合と同様に、制御偏差の絶対値 $|\Delta HP|$ に応じて変更するようにすればよい。なお、上述した一連の制御処理は繰り返行われる。

【0058】つぎに、図7に示すフローチャートを参照して、コントローラ10による暖房運転時の制御処理手順について説明する。この空気調和機における暖房運転の制御処理は、暖房能力の確保に必要な高圧圧力を圧縮機1の回転数によって制御し、放熱器出口状態を電子式膨張弁4の開度によって制御し、さらに暖房能力の確保に必要な高圧圧力が最適高圧圧力に比して低い場合、高圧圧力を室外ファン7の回転数によって制御するものである。上述した冷房運転時と同様に、コントローラ10のメモリ10aには、予め、放熱器出口温度 $CTO$ と冷凍サイクルの成績係数COPが最大付近となる目標高圧圧力 $HP^*$ との特性式を設定しておく。

【0059】コントローラ10は、まず、配管温度検出

器21、22から検出値 $CTO$ 、 $Td$ を取得する(ステップS21)。さらに、高圧圧力 $HP$ と目標高圧圧力 $HP^*$ との偏差 $\Delta HP1$ を算出し(ステップS22)、放熱器出口温度 $CTO$ と目標放熱器出口温度 $CTO^*$ との偏差 $\Delta CTO$ を算出する(ステップS23)。その後、メモリ10aに記憶された関係から、放熱器出口温度 $CTO$ に対応した目標高圧圧力 $HP^*$ を算出する(ステップS24)。その後、コントローラ10は、配管温度検出器22からの検出値を用いて演算した高圧圧力 $HP$ と目標高圧圧力 $HP^*$ との偏差 $\Delta HP$ を求める(ステップS25)。

【0060】ここで、配管温度検出器22の検出値を用いて高圧圧力 $HP$ は冷房運転時と同様の処理によって求めることができ、目標高圧圧力 $HP1$ は、たとえば運転台数や外気温度の関数として設定される。さらに、放熱器出口温度 $CTO$ は、配管温度検出器21からの検出値であり、目標放熱器出口温度 $CTO^*$ は、たとえば必要暖房能力が確保されるように、たとえば $30\sim 45^{\circ}\text{C}$ の値が設定される。

【0061】その後、コントローラ10は、高圧圧力 $HP$ の制御偏差 $\Delta HP1$ の絶対値 $|\Delta HP1|$ が所定値 $\epsilon 4$ 未満であるか否かを判断する(ステップS26)。絶対値 $|\Delta HP1|$ が所定値 $\epsilon 4$ 未満でない場合(ステップS26, No)、暖房能力が不足または過剰であると判断し、圧縮機1の回転数を変更し(ステップS27)、ステップS28に移行する。一方、絶対値 $|\Delta HP1|$ が所定値 $\epsilon 4$ 未満である場合(ステップS26, Yes)には、そのままステップS28に移行する。

【0062】ここで、所定値 $\epsilon 4$ は、制御を実施する最低偏差を示しており、たとえば $0.05\text{MPa}$ である。圧縮機回転数の変更方法は、たとえば $\Delta HP1 > +\epsilon 4$ の場合には、高圧圧力 $HP$ が目標高圧圧力 $HP1^*$ に比して高いため、暖房能力が過剰であると判断し、圧縮機1の回転数を減少させる。一方、 $\Delta HP1 < -\epsilon 4$ の場合には、高圧圧力 $HP$ が目標高圧圧力 $HP1^*$ に比して低いため、暖房能力が不足であると判断し、圧縮機1の回転数を増加させる。圧縮機1の回転数の増加や減少割合は、制御偏差の絶対値 $|\Delta HP1|$ の値に応じて変更するようにすればよい。

【0063】その後、放熱器出口温度 $CTO$ の制御偏差 $\Delta CTO$ の絶対値 $|\Delta CTO|$ が所定値 $\epsilon 5$ 未満であるか否かを判断する(ステップS28)。絶対値 $|\Delta CTO|$ が所定値 $\epsilon 5$ 未満でない場合(ステップS28, No)、電子式膨張弁4の開度が過小または過大であると判断し、電子式膨張弁4の開度を変更し(ステップS29)、ステップS30に移行する。一方、絶対値 $|\Delta CTO|$ が所定値 $\epsilon 5$ 未満である場合(ステップS28, Yes)には、そのままステップS30に移行する。

【0064】ここで、所定値 $\epsilon 5$ は、制御を実施する最低偏差を示しており、たとえば $0.5^{\circ}\text{C}$ である。電子式

膨張弁4の開度の変更方法は、たとえば $\Delta CTO > +\epsilon$  5の場合には、放熱器出口温度CTOが目標放熱器出口温度CTO\*に比して大きいため、電子式膨張弁4の開度が過大であると判断し、電子式膨張弁4の開度を減少させる。一方、 $\Delta CTO < -\epsilon$  5の場合には、放熱器出口温度CTOが目標放熱器出口温度CTO\*に比して低いため、電子式膨張弁4の開度が過小であると判断し、電子式膨張弁4の開度を増加させる。電子式膨張弁開度の増加や減少の割合は、冷房運転時の場合と同様に制御偏差の絶対値 $|\Delta CTO|$ の値に応じて変更するようにすればよい。

【0065】その後、コントローラ10は、必要な暖房能力を確保するための目標高圧圧力HP1\*が成績係数COPを最大付近とする高圧圧力範囲HP\*以下であるか否かを判断する(ステップS30)。目標高圧圧力HP1\*が高圧圧力範囲HP\*以下でない場合(ステップS30, No)には、暖房能力確保を優先して最適高圧圧力HP\*への制御は行わず、そのまま本処理を終了する。一方、目標高圧圧力HP1\*が最適高圧圧力HP\*以下である場合(ステップS30, Yes)には、成績係数COPを優先して高圧圧力HPを最適高圧圧力HP\*に制御する。

【0066】すなわち、コントローラ10は、高圧圧力の制御偏差 $\Delta HP$ の絶対値 $|\Delta HP|$ が所定値 $\epsilon$ 6未満であるか否かを判断し(ステップS31)、絶対値 $|\Delta HP|$ が所定値 $\epsilon$ 6未満でない場合(ステップS31, No)には、室外ファン3の回転数が過小または過大であると判断し、室外ファン3の回転数を変更し(ステップS32)、本処理を終了し、絶対値 $|\Delta HP|$ が所定値 $\epsilon$ 6未満である場合(ステップS31, Yes)には、そのまま本処理を終了する。

【0067】ここで、所定値 $\epsilon$ 6は、制御を実施する最低偏差を示しており、冷房運転の制御の場合と同様に、たとえば0.3MPa程度である。この変更方法は、たとえば $\Delta HP > +\epsilon$  6の場合には、高圧圧力HPが目標高圧圧力HP\*に比して高いため、室外ファン3の回転数が過小であると判断し、室外ファン3の回転数を増加させる。一方、 $\Delta HP < -\epsilon$  6の場合には、高圧圧力HPが目標高圧圧力HP\*に比して低いため、室外ファン3の回転数が過大であると判断し、室外ファン3の回転数を減少させる。室外ファン回転数の増加や減少の割合は、冷房運転時の場合と同様に、制御偏差の絶対値 $|\Delta HP|$ に応じて変更するようにすればよい。

【0068】このように上述した実施の形態1では、予め、高圧側熱交換器(冷房時は室外熱交換器2、暖房時は室内熱交換器6)の出口温度すなわち放熱器出口温度と、成績係数COPが最大付近となる高圧圧力範囲HP\*との特性を記憶しておき、この特性と、配管温度検出器20~23で検出された各検出値とをもとに、冷房あるいは暖房能力を圧縮機1の回転数で制御し、熱交換器

の状態を電子式膨張弁4の開度で制御し、高圧圧力を室外ファン3の回転数で制御するようにしている。なお、この実施の形態1では高圧圧力を室外ファン3の回転数によって制御するようにしているが、室内ファン7によって制御しても良く、あるいは室内ファン7と室外ファン3との双方を制御するようにしても良い。

【0069】また、冷房および暖房能力を電子式膨張弁4の開度で制御し、熱交換器の状態を室内ファン7あるいは室外ファン3のうち少なくともどちらか一方の回転数で制御し、高圧圧力を圧縮機1の回転数で制御するようにしても良い。

【0070】さらに、冷房および暖房能力を室内ファン7あるいは室外ファン3のうち少なくともどちらか一方の回転数で制御し、熱交換器の状態を圧縮機1の回転数で制御し、高圧圧力を電子式膨張弁4の開度で制御するようにしても良い。

【0071】また、冷房あるいは暖房能力を確保する運転を優先するか、成績係数COPの高い運転を優先するかによって、上述した制御処理を切り替えるようにしてもよい。

【0072】この実施の形態1によれば、放熱器出口温度の値に応じて高圧圧力を、成績係数COPが最大付近となる高圧圧力範囲に制御するようにしたため、常に成績係数COPの高い運転を行うことができ、省エネルギー化に貢献できる超臨界冷凍サイクルを用いた空気調和機を実現することができる。

【0073】この場合、図15に示した従来の空気調和機のように、被加熱(あるいは被冷却)流体である空気の流れ温度に基づいた制御を行わないため、室外ファン3あるいは室内ファン7の風量に変化した場合であっても、高圧圧力範囲で運転することができる超臨界冷凍サイクルを用いた空気調和機を実現することができる。

【0074】また、圧縮機吐出部から高圧側熱交換器に至る配管温度の検出値のみで高圧圧力を推定するようにしたため、圧力を直接測定する高価な圧力検出器などを用いる必要がなく、簡易な構成で安価な超臨界冷凍サイクルを用いた空気調和機を実現することができる。

【0075】実施の形態2. つぎに、この発明の実施の形態2について説明する。図8は、この実施の形態2である冷凍サイクル装置の構成を示す図である。図8において、この冷凍サイクル装置は、空気調和機であり、実施の形態1と同様に、冷媒として、高圧側が臨界圧力以上となる二酸化炭素のような超臨界冷媒を用いている。この空気調和機は、図15に示した空気調和機と同様に、室内熱交換器6、室内ファン7を含む室内ユニットAと、室外熱交換器2、室外ファン3、圧縮機1およびアキュムレータ12を含む室外ユニットBとを有し、室内ユニットAと室外ユニットBとは、接続配管(液配管)5および接続配管(ガス配管)8によって接続されている。室内熱交換器6および室外熱交換器2を接続す



る他方の液配管5には、第2の冷媒回路であって放熱器（冷房時は室外熱交換器2、暖房時は室内熱交換器6）出口の冷媒温度を更に低下させる第2の放熱器33と、絞り手段としての電子式膨張弁4とを含むブリッジ回路Cが設けられている。なお、図8に示した空気調和機では、室内ユニットAが1台だけ接続された場合を示しているが、1台の室外ユニットBに対して、室内ユニットAが複数台設置される構成としても良い。

【0076】ブリッジ回路C内の第2の放熱器33は、第2の圧縮機30、第2の凝縮器31、第2の絞り手段32、およびこれらを接続する配管から構成される第2の冷媒回路に接続される。第2の放熱器33内の第2の冷媒回路は、主冷媒回路の放熱器出口冷媒から熱を奪い、放熱器出口冷媒を冷却するとともに、第2の冷媒回路の冷媒自体は蒸発してガス冷媒となる蒸発器として機能する。

【0077】なお、この実施の形態2では、室外ユニットBの小型化を図るため、凝縮器2と第2の凝縮器31とは、室外ファン3を共用する構成としている。ここで、第2の冷媒回路の必要冷却能力は、主冷媒回路の冷房能力に比べて十分小さく、たとえば10HP程度の空気調和機に対して1〜2馬力程度の空気調和機、すなわち主冷媒回路に比べて成績係数COPの高い冷凍サイクル装置が使用される。

【0078】さらに、ブリッジ回路Cには、第2の放熱器33から電子式膨張弁4への冷媒の流れが一方向となるように4つの逆止弁25〜28が設けられている。第2の放熱器33としては、たとえば二重管式熱交換器やプレート熱交換器などが用いられ、第2の放熱器33内では、放熱器出口の冷媒と第2の冷媒回路を流れる冷媒とが対向流となるように冷媒配管が接続される。

【0079】ここで、この冷凍サイクル装置の動作について説明すると、まず、冷房運転時において、四方切替弁9は、図8の実線で示すように接続され、圧縮機1と室外熱交換器2とが連通し、室内熱交換器6および室外熱交換器2はそれぞれ蒸発器および放熱器として機能する。すなわち、圧縮機1から吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室外熱交換器2に導入され、ここで、冷媒ガスと室外空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは逆止弁27を通過して第2の放熱器33に流入する。なお、このとき、逆止弁28は高低圧力差で閉止される。

【0080】第2の放熱器33に流入した冷媒は、第2の冷媒回路によって熱を奪われ、冷媒自体の温度が低下した後、電子式膨張弁4によって減圧されて低温・低圧の二相冷媒となって、逆止弁26を通過する。なお、このとき、逆止弁25は高低圧力差で閉止される。ブリッジ回路Cを出た冷媒は、液配管5を通過して室内熱交換器6に導入され、室内空気と熱交換が行われた後、再び圧縮機1に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機1→四方切替弁9→室外熱交換器2→逆止弁27→第2の放熱

器33→電子式膨張弁4→逆止弁26→液配管5→室内熱交換器6→ガス配管8→四方切替弁9→アキュムレータ12→圧縮機1の順で主冷媒回路内を流動し、冷房運転が行われる。

【0081】一方、暖房運転時において、四方切替弁9は、図8の点線で示すように接続され、圧縮機1と室内熱交換器6とが連通し、室内熱交換器6および室外熱交換器2はそれぞれ放熱器および蒸発器として機能する。すなわち、圧縮機1から吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室内熱交換器6に導入され、ここで、冷媒ガスと室外空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは液配管5を通過した後、逆止弁25を通過して第2の放熱器33に流入する。なお、このとき、逆止弁26は高低圧力差で閉止される。

【0082】第2の放熱器33に流入した冷媒は、第2の冷媒回路によって熱を奪われ、冷媒自体の温度を低下した後、電子式膨張弁4によって減圧されて低温・低圧の二相冷媒となって、逆止弁28を通過する。なお、このとき、逆止弁27は高低圧力差で閉止される。ブリッジ回路Cを出た冷媒は、室外熱交換器2に導入されて室外空気と熱交換が行われ、四方切替弁9およびアキュムレータ12を通過して再び圧縮機1に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機1→四方切替弁9→室内熱交換器6→液配管5→逆止弁25→第2の放熱器33→電子式膨張弁4→逆止弁28→室外熱交換器2→四方切替弁9→アキュムレータ12→圧縮機1の順で主冷媒回路内を流動し、暖房運転が行われる。

【0083】この実施の形態2では、放熱器を出た超臨界流体を第2の放熱器33によって更に冷却するようにしているため、成績係数COPの高い運転が可能となる。この成績係数COPが高くなる理由について、図9を参照して説明する。図9は、横軸に放熱器（フロン系冷媒R22の場合は凝縮器）出口温度〔℃〕をとり、縦軸に成績係数COPを示している。図9の実線は、冷房の標準的な条件で放熱器（R22の場合は凝縮器）出口温度に対する成績係数COPの変化を示し、R22の場合とCO<sub>2</sub>の場合とで比較した計算結果である。図9に示すように、R22の凝縮器出口温度の低下量に対する成績係数COPの増加率（傾き）は、CO<sub>2</sub>の傾きに対して小さく、放熱器（凝縮器）出口温度が25℃以下の領域では、CO<sub>2</sub>の成績係数COPがR22を上回る結果となる。これは、R22の場合、圧力-エンタルピー線図の特性上から凝縮器出口温度の低下量に対する蒸発器内エンタルピーの増加率がCO<sub>2</sub>の場合に比べて小さいためである。

【0084】放熱器出口の冷媒を更に冷却する手法として、従来から放熱器出口部と蒸発器出口部とを熱交換させる手法が知られているが、この手法には限界値が存在し、放熱器（凝縮器）出口温度を25℃以下にすることができず、R22の成績係数COPを上回ることが難し

いとされていた。しかし、この実施の形態2では、放熱器出口部を第2の冷媒回路によって冷却するため、放熱器（凝縮器）出口温度を25℃以下にすることができ、成績係数COPの高い超臨界冷凍サイクルを用いた冷凍サイクル装置を実現することができる。

【0085】ここで、この実施の形態2では、成績係数COPの高い超臨界冷凍サイクルを用いた冷凍サイクル装置を実現するために、第2の冷媒回路を用いているが、この第2の冷媒回路による第2の冷凍サイクルの成績係数COPは、超臨界冷凍サイクルの成績係数COPに比べて十分大きく、第2の冷媒回路の追加による消費電力の増加量に比べて超臨界冷凍サイクルの消費電力の低減量が大きい。超臨界冷凍サイクルと第2の冷凍サイクルとを合わせたシステム全体としての成績係数COPが高い冷凍サイクル装置を実現することができる。

【0086】この実施の形態2によれば、放熱器出口を出た超臨界流体を、第2の冷凍サイクルによって更に冷却するようにしているため、放熱器出口温度を大幅に低下させることができ、成績係数COPの高い超臨界冷凍サイクルを有した冷凍サイクル装置を実現することができる。

【0087】実施の形態3。つぎに、この発明の実施の形態3について説明する。上述した実施の形態2では、第2の冷凍サイクルを用いていたが、この実施の形態3では、この第2の冷凍サイクルの代替として低温の蓄熱媒体を用いるようにしている。

【0088】図10は、この発明の実施の形態3である冷凍サイクル装置の構成を示す図である。図10において、この冷凍サイクル装置は、空気調和機であり、実施の形態1と同様に、冷媒として、高圧側が臨界圧力以上となる二酸化炭素のような超臨界冷媒を用いている。図10において、ブリッジ回路C内の第2の放熱器33には、搬送ポンプ34から蓄熱槽35内に収められた蓄熱媒体36が供給される。ここで、蓄熱槽35内の蓄熱媒体36は、冷却コイル37によって冷却され、蓄熱槽35としては、たとえば氷蓄熱槽が用いられ、蓄熱媒体36としては、氷水、水、ブラインなどが用いられる。その他の構成は、実施の形態2と同じであり、同一構成部分には同一符号を付している。

【0089】搬送ポンプ34から第2の放熱器33に送り込まれた蓄熱媒体36は、主冷媒回路の放熱器出口冷媒から熱を奪い、放熱器出口冷媒を冷却するとともに、蓄熱媒体自体は加熱されて温度が上昇し、蓄熱槽35内に返送される。ここで、蓄熱槽35内の蓄熱媒体36は、夜間電力などを利用して冷却コイル37によって冷却されて冷熱が蓄えられ、昼間の冷房などに利用されるものである。

【0090】この実施の形態3では、昼間の冷房負荷が小さい場合など、余剰冷熱が蓄積されている蓄熱槽35内の蓄熱媒体36を有効に利用する。すなわち、異なる

系統間の熱負荷の不均等性を解消してシステム全体としての省エネルギー化に貢献するものである。

【0091】この実施の形態3によれば、放熱器を出た超臨界流体を、第2の放熱器33によって更に冷却するため、実施の形態2と同様に、成績係数COPの高い超臨界冷凍サイクルを用いた冷凍サイクル装置を実現することができる。また、第2の放熱器33を冷却する冷熱源として、夜間電力などを利用して蓄熱された余剰冷熱を用いるため、蓄熱槽35を含めたシステムとしてのエネルギーの有効利用に貢献することができる。

【0092】実施の形態4。つぎに、この発明の実施の形態4について説明する。図11は、この発明の実施の形態4である冷凍サイクル装置の構成を示す図である。図11において、この冷凍サイクル装置は、空気調和機であり、実施の形態1と同様に、冷媒として、高圧側が臨界圧力以上となる二酸化炭素のような超臨界冷媒を用いている。

【0093】図11において、この空気調和機は、実施の形態1と同様に、室内熱交換器6や室内ファン7などが収納された室内ユニットAと、室外熱交換器2、室外ファン3、圧縮機1およびアキュムレータ12などが収納された室外ユニットBとを有し、これらは接続配管（液配管）5および接続配管（ガス配管）8によって接続されている。圧縮機1は、四方切替弁9を介して、室内熱交換器6および室外熱交換器2に接続されるとともに、シャフト45によって膨張機構38と同軸で連結されている。また、室内熱交換器6および室外熱交換器2を接続する他方の液配管5には、膨張機構38が設けられ、この膨張機構38はシャフト45によって圧縮機1と同軸で連結されている。その他の構成は実施の形態1と同じであり、同一構成部分には同一符号を付している。

【0094】図12は、圧縮機1と膨張機構38との連結構造を示す模式図である。図12において、圧縮機1および膨張機構38は、たとえば共にスクロール式の圧縮・膨張機構で構成されている。圧縮機1は、圧縮機ガス吸入口42を外側に、圧縮機ガス吐出口41を中央にそれぞれ有するものであり、旋回スクロール44を図12の矢印方向（右回り）に回転させ、圧縮機ガス吸入口42から吸入したCO<sub>2</sub>冷媒を固定スクロール43との隙間容積を減少させて圧縮し、圧縮機ガス吐出口41から吐出する構成となっている。

【0095】一方、膨張機構38は、圧縮機1とは逆の構成、すなわち、膨張機構ガス吐出口52を外側に、膨張機構ガス吸入口51を内側にそれぞれ有し、旋回スクロール54を図12の矢印方向（左回り）に回転させ、膨張機構ガス吸入口51から吸入したCO<sub>2</sub>冷媒を固定スクロール53との隙間容積を増加して膨張させ、膨張機構ガス吐出口52から吐出する構成となっている。

【0096】ここで、この冷凍サイクル装置の動作につ

いて説明すると、まず、冷房運転時において、四方切替弁9は、図11の実線に示すように接続され、圧縮機1と室外熱交換器2とが連通し、室内熱交換器6および室外熱交換器2はそれぞれ蒸発器および放熱器として機能する。すなわち、圧縮機1から吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室外熱交換器2に導入され、ここで、冷媒ガスと室外空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは膨張機構38によって減圧されて低温・低圧ガスとなる。この低温・低圧ガスは、液配管5を通過して室内熱交換器6に導入され、室内空気と熱交換が行われた後、再び圧縮機1に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機1→四方切替弁9→室外熱交換器2→膨張機構38→液配管5→室内熱交換器6→ガス配管8→四方切替弁9→アキュムレータ12→圧縮機1の順で冷媒回路内を流動し、冷房運転が行われる。

【0097】一方、暖房運転時において、四方切替弁9は、図11の点線に示すように接続され、圧縮機1と室内熱交換器6とが連通し、室内熱交換器6および室外熱交換器2はそれぞれ放熱器および蒸発器として機能する。すなわち、圧縮機1から吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室内熱交換器6に導入され、ここで、冷媒ガスと室内空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは液配管5を通過し、膨張機構38によって減圧されて低温・低圧ガスとなる。この低温・低圧ガスは、室外熱交換器2に導入されて室外空気と熱交換が行われ、再び圧縮機1に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機1→四方切替弁9→ガス配管8→室内熱交換器6→液配管5→膨張機構38→室外熱交換器2→四方切替弁9→アキュムレータ12→圧縮機1の順で冷媒回路内を流動し、暖房運転が行われる。

【0098】この実施の形態4では、上述したように、圧縮機1の駆動軸と膨張機構38の出力軸がシャフト45で連結されており、膨張機構38の出力を圧縮機1の駆動力の一部として利用する。すなわち、膨張機構38の旋回スクロール38の回転力を、膨張機構38に連結する圧縮機1の駆動力の一部として利用することによって、圧縮機1の必要動力を低減することができ、成績係数COPを向上させることができる。

【0099】また、冷媒としてCO<sub>2</sub>を用いる場合、高圧圧力が超臨界圧力で運転されるため、膨張機構38を用いることによって、蒸発器内のエンタルピー差を大きく増加させることができる。この蒸発器内のエンタルピー差の増加について、図13を参照して説明する。

【0100】図13は、空調条件での標準的な運転動作を圧力-エンタルピー線図上に示したものであり、図13(a)は、冷媒としてR22を用いた場合の運転動作を示し、図13(b)は、冷媒としてCO<sub>2</sub>を用いた場合の運転動作を示している。図13(a)において、曲線L5は、絞り手段を用いた場合の減圧変化の様子を示し、曲線L6は、膨張機構を用いた場合の減圧変化の様

子を示している。図13(a)において、絞り手段を用いた場合は、ほぼ等エンタルピー変化となり、膨張機構を用いた場合は、ほぼ等エントロピー変化となる。絞り手段を膨張機構に変更することによって、蒸発器内のエンタルピー差は、 $\Delta H_h$ から $\Delta H_s$ に増加するが、R22の場合にはこのエンタルピー差の増加率( $= (\Delta H_s - \Delta H_h) / \Delta H_h \times 100$ )が、高々1~5%程度と小さいため、通常、冷凍サイクル中に膨張機構が導入されるケースはほとんど見られなかった。これは、高圧圧力と低圧圧力との圧力差(図13(a)では、 $20 - 6 = 14 \text{ kg/cm}^2$ )が小さいためである。

【0101】一方、図13(b)において、CO<sub>2</sub>の場合には、高圧圧力と低圧圧力との圧力差(図13(b)では、 $115 - 42 = 73 \text{ kg/cm}^2$ )が大きく、絞り手段を膨張機構に変更することによって、エンタルピー差の増加率が10~15%程度大きくなる。したがって、膨張機構を導入することによって、R22の場合に比べて成績係数COPを大きく向上させることができ、省エネルギー化に大きく貢献することができる。

【0102】なお、この実施の形態4では、膨張機構の出力を圧縮機の駆動力の一部として利用する例を示したが、圧縮機の駆動力ではなく、室外ファン3や室内ファン7の駆動力の一部として利用しても、成績係数COPの高い超臨界冷凍サイクルをもった冷凍サイクル装置を実現することができる。

【0103】この実施の形態4によれば、圧縮機1の駆動軸と膨張機構38の出力軸とを連結させ、膨張機構38の出力を圧縮機1の駆動力の一部として利用し、圧縮機動力を低減するとともに、蒸発器内のエンタルピー差を増加させることができるため、成績係数COPの高い超臨界冷凍サイクルをもつ冷凍サイクル装置を実現することができる。

【0104】実施の形態5、つぎに、この発明の実施の形態5について説明する。図14(a)~(c)は、横軸に冷媒質量速度 $G [\text{kg/m}^2 \text{ s}]$ をとり、図14(a)では縦軸に蒸発熱伝達率 $h_e [\text{W/m}^2 \text{ K}]$ を示し、図14(b)では凝縮熱伝達率 $h_c [\text{W/m}^2 \text{ K}]$ を示し、図14(c)では単位長さ当たりの圧力損失 $\Delta P [( \text{kg/cm}^2 ) / \text{m}]$ を示したものである。図14(a)~(c)は、標準的な空調用熱交換器の伝熱管内におけるR22とCO<sub>2</sub>との性能を比較した計算結果である。図14において、「○」はCO<sub>2</sub>の計算結果を示し、「●」はR22の計算結果を示している。

【0105】図14(c)において、同一冷媒質量速度の条件下で、R22とCO<sub>2</sub>との圧力損失 $\Delta P$ を比較すると、CO<sub>2</sub>の圧力損失 $\Delta P$ は、R22の圧力損失 $\Delta P$ に比べて大きく低下する。これは、CO<sub>2</sub>がフロン系冷媒に比べて高圧冷媒であり、蒸気密度がR22の4~5倍程度となるためである。換言すれば、CO<sub>2</sub>の圧力損失 $\Delta P$ をR22の圧力損失 $\Delta P$ と同等にするには、たと



えば冷媒質量速度  $G$  を  $250 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  から  $430 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  まで、70%程度増加させることができる (図14 (c) の矢印 L 7 参照)。このとき、図14 (a) に示すように、 $\text{CO}_2$  の蒸発熱伝達率  $h_e$  は、R22 の蒸発熱伝達率  $h_e$  に比べて50%程度増加し、図14 (b) に示すように、凝縮熱伝達率  $h_c$  は、R22 の凝縮熱伝達率  $h_c$  とほぼ同等となるため、 $\text{CO}_2$  は R22 に比べて高効率な熱交換器を実現することができる。

【0106】ところで、標準的な空調用熱交換器の伝熱管としては、管外径7mm程度の伝熱管が広く使用されている。したがって、実際の空気調和機では、多少の圧力損失増加を許容するとして、冷媒質量速度を70%以上増加させるためには、熱交換器を構成する伝熱管の管外径を5mm以下にすれば良く、このような伝熱管を搭載することによって、 $\text{CO}_2$  冷媒に適した熱交換器の小型化を図るようにしている。

【0107】また、上述したように、 $\text{CO}_2$  は圧力損失の小さな冷媒であり、室内ユニットAと室外ユニットBとの接続配管であるガス配管8においても圧力損失が低下する。一方、液配管5においては、 $\text{CO}_2$  の圧力損失はR22の圧力損失に比べて増加する。これは、蒸気密度の場合とは逆に、 $\text{CO}_2$  の液密度がR22に比して低下するからである。たとえば、温度18℃における $\text{CO}_2$  の飽和液密度は、R22に比して約35%低下する。したがって、 $\text{CO}_2$  を冷媒として用いる場合、ガス配管8の管径を液配管5の管径に比して大きくなるように構成するのではなく、ガス配管8と液配管5との管径を等しくなるように構成することによって、 $\text{CO}_2$  に適した冷媒回路を構成することができる。また、ガス配管8と液配管5とを同一配管径とすることによって、ガス配管8と液配管5との区別が不要となり、冷媒配管工事の作業性を向上させることができる。

【0108】ところで、フロン系冷媒では、たとえば大規模ビル用の空気調和機として利用される場合、室内ユニットAと室外ユニットBとの接続配管が長くなるため、冷房運転時にガス配管8での圧力損失が増大し、圧縮機1の吸入圧力が低下し、冷房能力や成績COPなどの性能低下割合が大きくなる。特に、150m以上の接続配管5, 8を用いる場合には、それらの低下割合が10%以上にも達し、大規模ビルなど、長い接続配管を必要とする空気調和機としては、性能低下量が許容範囲を超えるとされていた。しかしながら、 $\text{CO}_2$  冷媒は、フロン系冷媒に比べてガス配管8での圧力損失を小さく抑えることができ、液配管5やガス配管8などの接続配管が150m以上となる場合においても、性能低下が十分許容し得る大規模ビル対応の空気調和機を提供することができる。

【0109】この実施の形態5によれば、熱交換器を構成する伝熱管の管外径を5mm以下としたため、 $\text{CO}_2$  冷媒の特性を利用して超臨界冷凍サイクルを用いた冷凍

サイクル装置に適した熱交換器を構成することができる。とともに、熱交換器の小型化を図ることができる。また、ガス配管8と液配管5との管径を等しくなるように構成したため、 $\text{CO}_2$  に適した冷媒回路を構成することができる。とともに、冷媒配管工事の作業性を向上させることができる。さらに、液配管5やガス配管8などの接続配管が150m以上となる大規模ビルなどの空気調和機に $\text{CO}_2$  を適用したため、性能低下が十分許容し得る大規模ビル対応の空気調和機を構成することができる。

【0110】なお、上述した実施の形態1～5では、空気である被加熱媒体あるいは被冷却媒体を制御する空気調和機である冷凍サイクル装置を示して説明したが、これに限らず、水あるいはブラインなどの被加熱媒体あるいは被冷却媒体を制御する冷凍サイクル装置にも適用することができる。

#### 【0111】

【発明の効果】以上説明したように、この発明によれば、保持手段が、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持し、制御手段が、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにし、被加熱媒体あるいは被冷却媒体の流量が変化した場合であっても高圧圧力範囲で運転できるようにしているので、常に成績係数COPの高い運転を行うことができ、省エネルギー化を達成する冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

【0112】つぎの発明によれば、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも1つの駆動軸に連結し、膨張機構部に連結する圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の駆動力の一部として、膨張機構部の回転力を利用するようにしているので、圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の必要駆動力を低減することができる。とともに、常に高圧圧力範囲で運転できるようにしているため、常に成績係数COPの高い運転を行うことができ、省エネルギー化を達成する冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

【0113】つぎの発明によれば、制御手段が、前記配管温度検出手段が検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにしているので、圧力を直接測定する高価な圧力検出器を用いる必要がな

く、簡易な構成によって安価な冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

【0114】つぎの発明によれば、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも1つの駆動軸に連結し、膨張機構部に連結する圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の駆動力の一部として、膨張機構部の回転力を利用するようにしているので、圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の必要駆動力を低減することができ、省エネルギー化を達成する冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

【0115】つぎの発明によれば、高圧側熱交換器の出口部を冷媒回路と異なる低温熱源によって冷却し、放熱器出口温度を大幅に低下させようとしているので、冷媒回路の冷凍サイクルと低温熱源とを含めたシステム全体としての省エネルギー化を図ることができるという効果を奏する。

【0116】つぎの発明によれば、高圧側熱交換器の出口部を、冷媒回路の冷凍サイクルとは異なる第2冷凍サイクル手段の蒸発器を用いて冷却し、放熱器出口温度を大幅に低下させるようにしているので、冷媒回路の冷凍サイクルと第2冷凍サイクル手段の冷凍サイクルとを含めたシステム全体としての省エネルギー化を図ることができるという効果を奏する。

【0117】つぎの発明によれば、高圧側熱交換器および低圧側熱交換器を形成する伝熱管の管外径を5mm以下とし、超臨界圧力冷媒としてのCO<sub>2</sub>冷媒の特性を利用して、冷媒質量速度を増加させ、十分な冷房および暖房能力を得るようにしているので、超臨界冷凍サイクルに適したCO<sub>2</sub>冷媒に対応した冷凍サイクル装置の熱交換器を実現することができるとともに、熱交換器の小型軽量化を促進することができるという効果を奏する。

【0118】つぎの発明によれば、超臨界圧力冷媒としてのCO<sub>2</sub>冷媒の特性を利用して、液配管およびガス配管を同一管径とし、液配管とガス配管との区別をなくすようにしているので、冷媒配管工事にかかる作業性を向上させることができるという効果を奏する。

【0119】つぎの発明によれば、ガス配管における圧力損失が小さいという、超臨界圧力冷媒としてのCO<sub>2</sub>冷媒の特性を利用して、液配管およびガス配管の長さを150m以上としているので、性能低下が十分許容し得る大規模ビルなどの空調システムに用いることができるという効果を奏する。

【0120】つぎの発明によれば、保持工程によって、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持し、検出工程によって、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出し、制御工程によって、前記検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段

の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにしているので、常に成績係数COPの高い運転を行うことができ、省エネルギー化を達成する冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

【0121】つぎの発明によれば、前記検出工程の配管温度検出工程によって、前記圧縮機から前記高圧側熱交換器に至る配管の温度をさらに検出し、前記制御工程によって、前記配管温度検出工程によって検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも1つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにしているので、圧力を直接測定する高価な圧力検出器を用いる必要がなく、安価な冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】 この発明の実施の形態1である冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。

【図2】 図1に示した冷媒回路の冷凍サイクルにおける圧力-エンタルピー線図である。

【図3】 図1に示した冷媒回路の冷凍サイクルにおける高圧圧力と成績係数COPとの関係を示す図である。

【図4】 図1に示したコントローラによる冷房運転制御処理手順を示すフローチャートである。

【図5】 図1に示したコントローラによる高圧圧力の推定処理を説明する説明図である。

【図6】 所定条件における高圧圧力に対する理論COPの変化を示す図である。

【図7】 図1に示したコントローラによる暖房運転制御処理手順を示すフローチャートである。

【図8】 この発明の実施の形態2である冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。

【図9】 図8に示した冷媒回路における凝縮器出口温度と成績係数COPとの関係を示す図である。

【図10】 この発明の実施の形態3である冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。

【図11】 この発明の実施の形態4である冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。

【図12】 図11に示した圧縮機と膨張機構との連結状態を示す図である。

【図13】 圧力-エンタルピー線図上におけるCO<sub>2</sub>冷媒とR22冷媒との運転動作を比較した図である。

【図14】 冷媒質量速度に対する蒸発熱伝達率、凝縮熱伝達率、圧力損失の関係を、CO<sub>2</sub>冷媒とR22冷媒とを比較して示す図である。

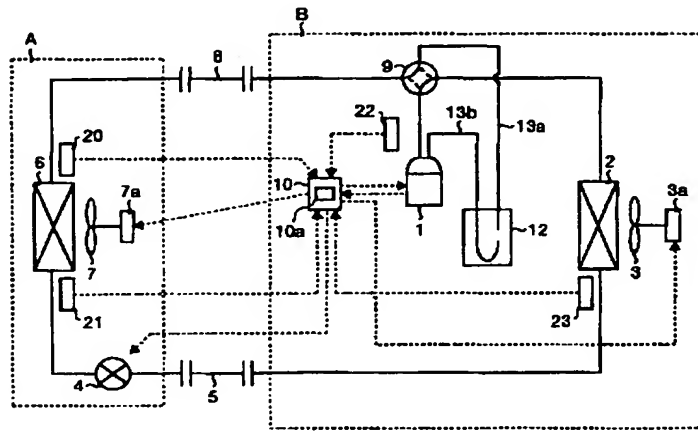
【図15】 従来の冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。

## 【符号の説明】

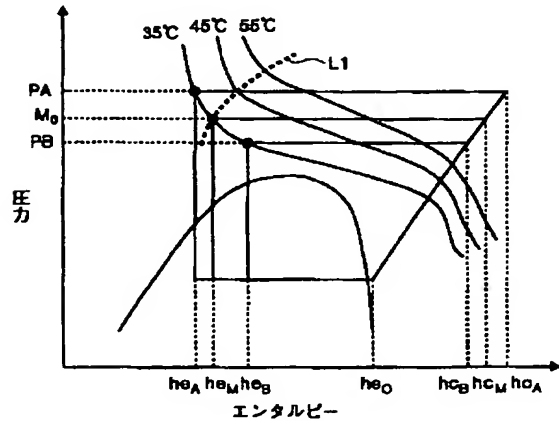
1 圧縮機、2 室外熱交換器、3 室外ファン、3a 室外ファンモータ、4 絞り手段（電子式膨張弁）、5 接続配管（液配管）、6 室内熱交換器、7 室内ファン、7a 室内ファンモータ、8 接続配管（ガス配管）、9 四方切替弁、10 コントローラ、10a メモリ、11 吐出圧力検出器、12 アキュムレータ、13a 流入管、13b 吸入配管、20～23

配管温度検出器、25～28 逆止弁、30 第2の圧縮機、31 第2の凝縮器、32 第2の絞り手段、33 第2の放熱器、34 搬送ポンプ、35 蓄熱槽、36 蓄熱媒体、37 冷却コイル、38 膨張機構、41 圧縮機ガス吐出口、42 圧縮機ガス吸入口、43、53 固定スクロール、44、54 旋回スクロール、45 シャフト、51 膨張機構ガス吸入口、52 膨張機構ガス吐出口。

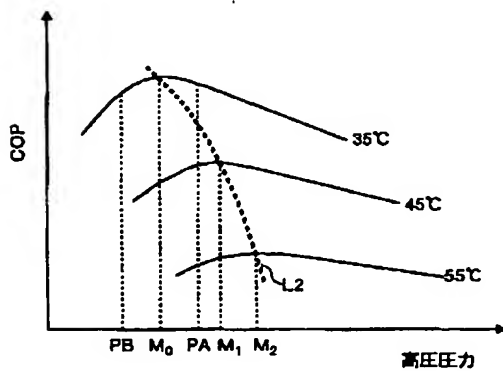
【図1】



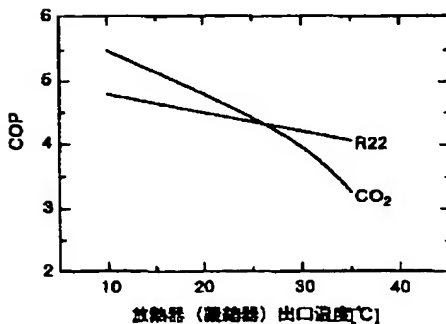
【図2】



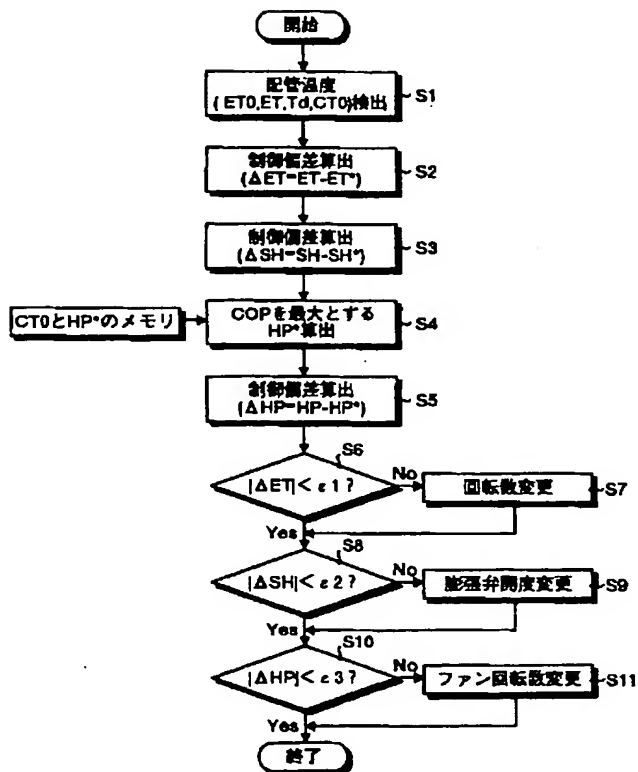
【図3】



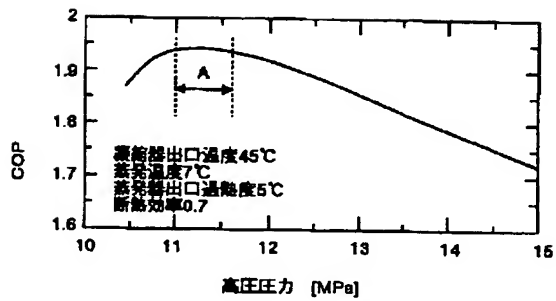
【図9】



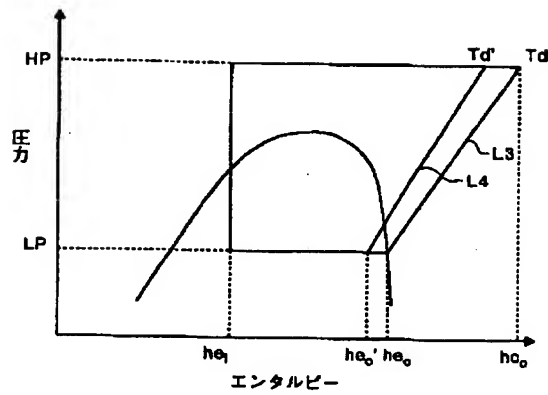
【図4】



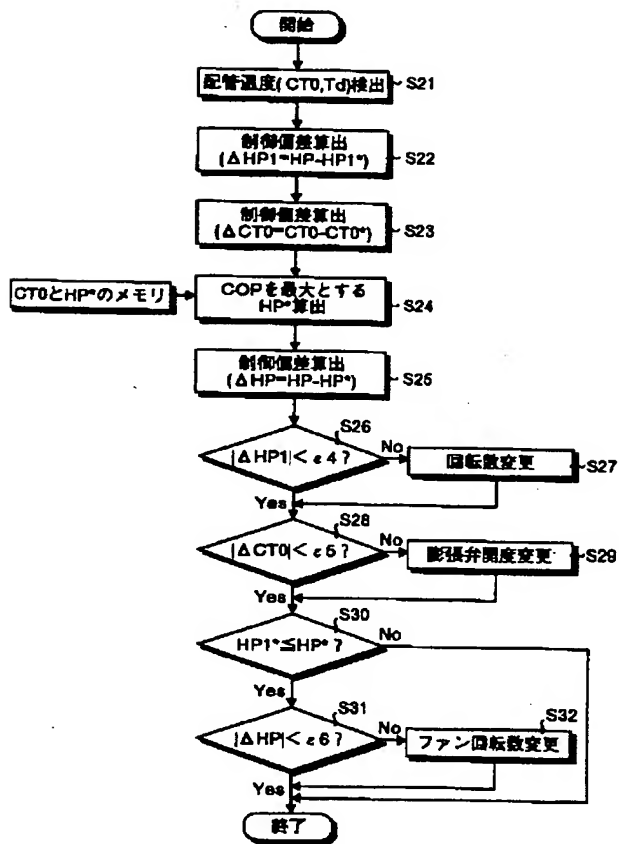
【図5】



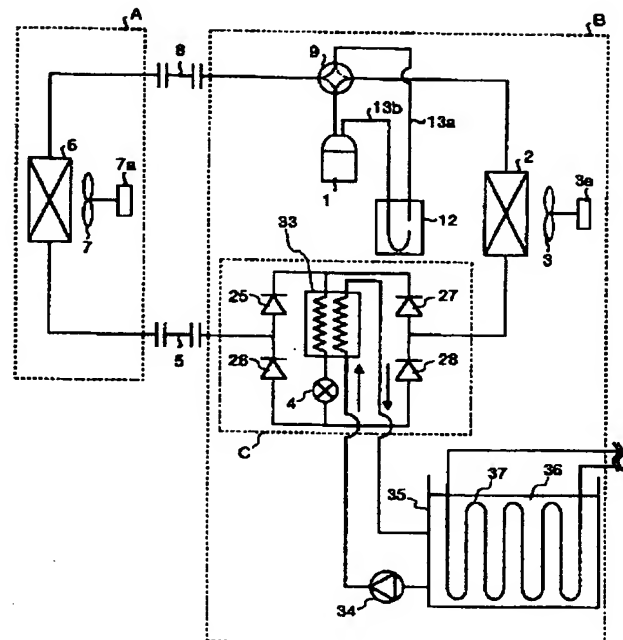
【図6】



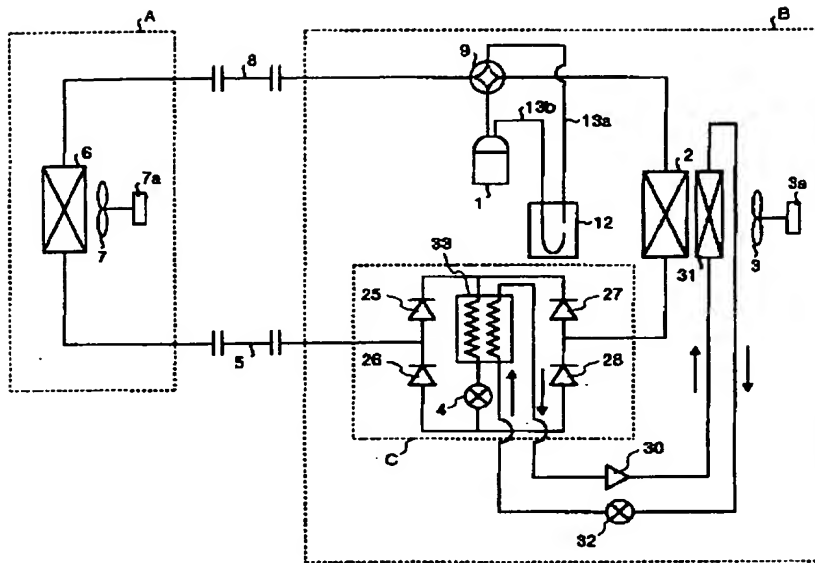
【図7】



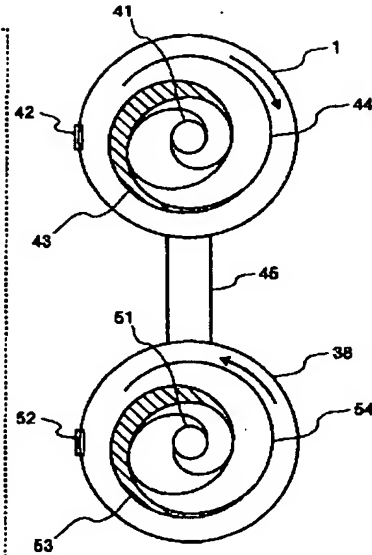
【図10】



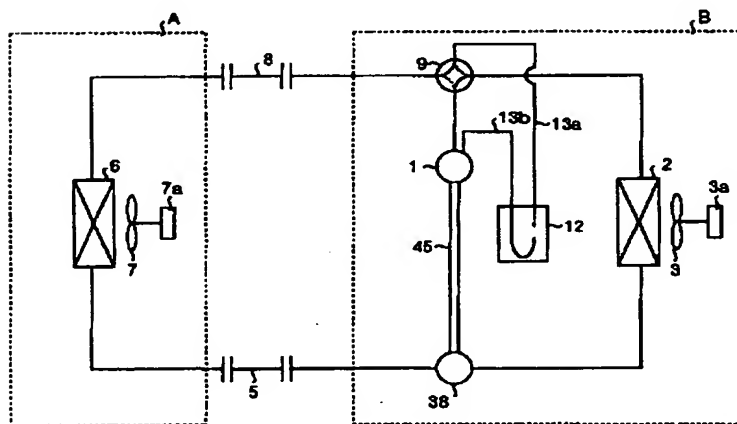
【図8】



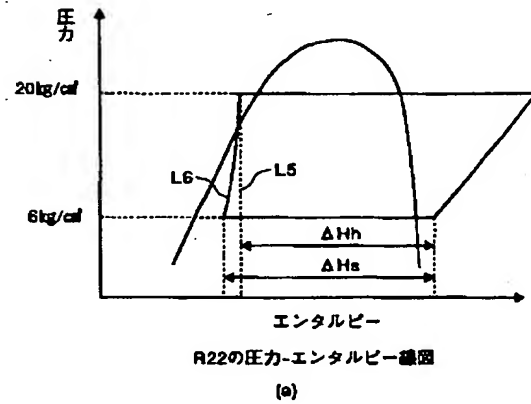
【図12】



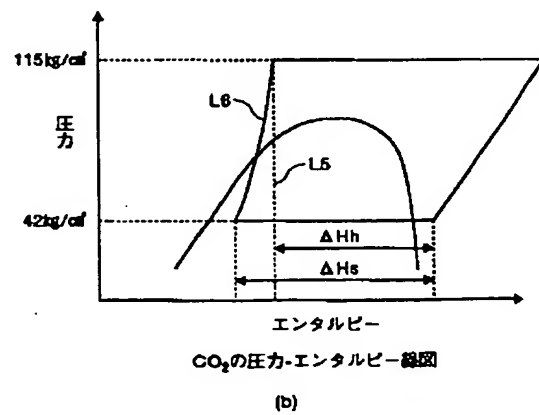
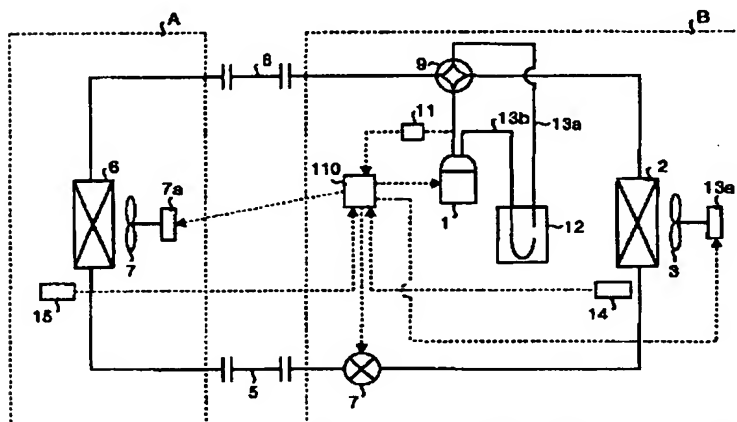
【図11】



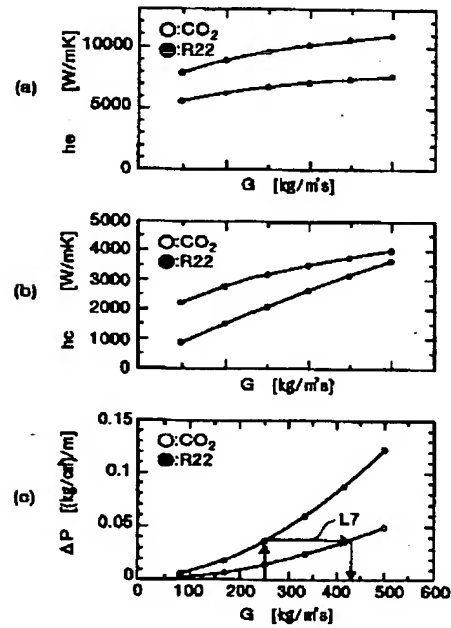
【図13】



【図15】



【図14】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	7-77-7 (参考)
F 25 B 1/00	3 7 1	F 25 B 1/00	3 7 1 C
	3 8 1		3 8 1 D
	3 8 3		3 8 3
	3 9 5		3 9 5 Z

(72)発明者 隅田 嘉裕  
 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三  
 菱電機株式会社内

Fターム(参考) 3L060 AA03 CC04 CC16 DD02 EE02  
 EE05 EE06 EE09